

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Off nl gungsschrift  
⑩ DE 196 28 024 A 1

⑤1 Int. Cl. 8:  
F 02 D 17/02  
F 01 L 1/24

②1 Aktenzeichen: 196 28 024.9  
②2 Anmeldetag: 11. 7. 96  
④3 Offenlegungstag: 15. 1. 98

97  
DE 196 28 024 A 1

⑦1 Anmelder:  
Siemens AG, 80333 München, DE

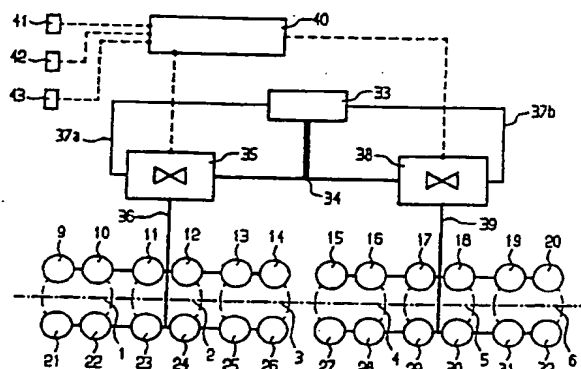
⑦2 Erfinder:  
Schürz, Willibald, 93089 Aufhausen, DE

⑤5 Entgegenhaltungen:  
DE 1 95 00 761 A1  
DE 44 35 659 A1  
DE 43 34 995 A1  
DE 33 06 355 A1  
EP 06 59 993 A2

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Brennkraftmaschine

⑤7 Eine Brennkraftmaschine weist eine Nockenwelle (44) und für jedes Gaswechselventil eine Übertragungseinrichtung auf, durch die der Nockenhub auf das Gaswechselventil übertragbar ist. Jeder Zylinder (1-8) der Brennkraftmaschine ist entweder einer ersten oder einer zweiten Zylindergruppe zugeordnet. Ein erster Aktor (AK1) ist der ersten Zylindergruppe zugeordnet. Ein zweiter Aktor (AK2) ist der zweiten Zylindergruppe zugeordnet. Der erste Aktor (AK1) wirkt auf jede Übertragungseinrichtung der ersten Zylindergruppe ein und der zweite Aktor (AK2) wirkt auf jede Übertragungseinrichtung der zweiten Zylindergruppe ein. In einem ersten Zustand des ersten oder zweiten Aktors wird der Nockenhub auf die Gaswechselventile übertragen. In einem zweiten Zustand (Z2) des ersten oder des zweiten Aktors (AK1, AK2) wird der Nockenhub nicht auf die Gaswechselventile übertragen.



DE 196 28 024 A 1

Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine gemäß Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Eine bekannte Brennkraftmaschine (EP 0 659 993 A2) weist eine Nockenwelle auf mit einem Nocken, dessen Nockenhub auf ein Gaswechselventil übertragbar ist. Ein Schwinghebel umfaßt einen ersten Körper, dessen Drehlage durch den Nocken bestimmt ist, und einen zweiten Körper, der über eine Verriegelungseinrichtung in einem ersten Zustand eines Schaltventils mit dem ersten Körper kraftschlüssig verbunden ist und in einem zweiten Zustand des Schaltventils nicht mit dem Körper verbunden ist. Der Nockenhub wird demnach nur in dem ersten Zustand des Schaltventils auf das Gaswechselventil von dem zweiten Körper übertragen. Je ein Schaltventil ist für die Gaswechselventile vorgesehen, die einem Zylinder zugeordnet sind. Die bekannte Brennkraftmaschine ist demnach sehr aufwendig.

Die Aufgabe der Erfindung ist es, eine Brennkraftmaschine derart auszubilden, daß sie einen geringen Kraftstoffverbrauch aufweist, emissionsarm ist und einfach ausgestaltet ist.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Die Lösung hat den Vorteil, daß die Brennkraftmaschine mit einer variablen Anzahl an Zylindern betrieben werden kann. Außerdem sind sowohl die Zylinder einer ersten Zylindergruppe als auch die Zylinder einer zweiten Zylindergruppe deaktivierbar. Desweiteren sind nur zwei Steuerleitungen zum Ansteuern eines ersten und eines zweiten Aktors notwendig, so daß nur zwei Steuerausgänge dafür an der Steuereinheit vorgesehen sind.

In einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung sind die Zylinder der ersten Zylindergruppe oder der zweiten Zylindergruppe derart zugeordnet, daß im befeuerten Betrieb aller Zylinder abwechselnd ein Zylinder der ersten und der zweiten Zylindergruppe gezündet wird. Dadurch ergibt sich eine hohe Laufruhe, wenn die Gaswechselventile der ersten oder der zweiten Zylindergruppe deaktiviert sind.

In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist ein Verfahren zum Steuern der Brennkraftmaschine angegeben. Das Verfahren hat den Vorteil, daß jeder Zylinder innerhalb weniger Kurbelwellenumdrehungen mindestens einmal gefeuert wird. So ist sichergestellt, daß die Zylinder nicht abkühlen. Demnach sind die Emissionen sehr gering.

Ein weiterer Vorteil des Verfahrens ist, daß der Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine im Teillastbetrieb erhöht wird, da im zeitlichen Mittel der Hubraum der Brennkraftmaschine verringert wird. Die Zylinder der jeweils aktiven Zylindergruppe werden mit erhöhter Füllung betrieben. Der Betrag des Hubraums im zeitlichen Mittel ist jeweils abhängig von der Sollanzahl der Zündungen für die Zylinder der ersten und der zweiten Zylindergruppe, da jeweils beim Wechsel von einer aktiven Zylindergruppe zu der anderen Zylindergruppe zwei Zylinder nacheinander befeuert sind, die im befeuerten Betrieb aller Zylinder auch nacheinander befeuert sind.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet. Ausführungsbeispiele der Erfindung sind im folgenden unter Bezugnahme auf die schematischen Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 ein Blockschaltbild der erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine,

Fig. 2 einen Ventiltrieb für ein Auslaßventil gemäß Fig. 1,

Fig. 3 ein Flußdiagramm ein s Verfahrens zum Steuern der Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1,

Fig. 4 eine Tabelle für die Zuordnung eines Hubraumfaktors zu einer Soll-Anzahl bei einer Brennkraftmaschine mit sechs Zylindern,

Fig. 5 eine Tabelle mit einer Darstellung der Zündfolgen bei Brennkraftmaschinen mit einer jeweils unterschiedlichen Anzahl an Zylindern,

Fig. 6 ein Zündfolgediagramm aufgetragen über den Kurbelwellenwinkel für die erste Zylindergruppe einer Brennkraftmaschine mit sechs Zylindern.

Gleiche Elemente sind figurenübergreifend mit den gleichen Bezugszeichen versehen.

Eine erfindungsgemäße Brennkraftmaschine (Fig. 1) weist Zylinder (1, 2, 3, 4, 5, 6), Tassenstößel (9—14, 15—20), die je einem Einlaßventil zugeordnet sind, und Tassenstößel (21—26, 27—32) auf, die je einem Auslaßventil zugeordnet sind. Die Brennkraftmaschine ist darüber hinaus mit einer Hydraulikversorgung 33 versehen, die beispielsweise als Ölpumpe ausgebildet ist. Die Hydraulikversorgung 33 ist über eine Zuführleitung 34 mit einem ersten Aktor AK1 verbunden, der als erstes Schaltventil 35 ausgebildet ist. Das erste Schaltventil 35 ist über eine erste Hydraulikleitung 36 mit den Tassenstößeln (9—14, 21—26) verbunden, die den Einlaßventilen oder den Auslaßventilen einer ersten Zylindergruppe zugeordnet sind. Die erste Zylindergruppe umfaßt die Zylinder 1, 2 und 3. Ein Ausführungsbeispiel für die Tassenstößel (9—32) wird weiter unten anhand von Fig. 2 erläutert.

Das erste Schaltventil 35 ist ferner über einen ersten Rücklauf 37a mit der Hydraulikversorgung 33 verbunden. In einem ersten Zustand Z1 ist die erste Hydraulikleitung 36 mit dem ersten Rücklauf 37a verbunden. Demnach fließt im ersten Zustand Z1 die Hydraulikflüssigkeit von der ersten Hydraulikleitung 36 über den ersten Rücklauf 37a zurück zu der Hydraulikversorgung 33. In einem zweiten Zustand Z2 des Schaltventils ist die erste Hydraulikleitung 36 mit der Zuführleitung 34 verbunden. Demnach baut sich in der ersten Hydraulikleitung 36 der Hydraulikdruck auf, der durch die Hydraulikversorgung 33 vorgegeben ist.

Die Brennkraftmaschine ist darüber hinaus mit einem zweiten Aktor AK2 versehen, der als zweites Schaltventil 38 ausgebildet ist. Die Hydraulikversorgung 33 ist über die Zuführleitung 34 mit dem zweiten Schaltventil 38 verbunden. Das zweite Schaltventil 38 ist über eine zweite Hydraulikleitung 39 mit den Tassenstößeln 15—20, 27—32 verbunden, die den Ein- und Auslaßventilen der Zylinder 4, 5, 6, zugeordnet sind. Die Zylinder 4, 5, 6 bilden die zweite Zylindergruppe. Das zweite Schaltventil 38 ist über einen zweiten Rücklauf 37b mit der Ölversorgung 33 verbunden. Die Funktionsweise des zweiten Schaltventils 38 ist identisch der des ersten Schaltventils 35.

Die Brennkraftmaschine umfaßt auch eine Steuereinheit 40, die verschiedene Meßgrößen erfaßt über Sensoren, wie z. B. einen Kurbelwellenwinkelgeber 41, einen Saugrohrdrucksensor oder einen Luftmassenstromsensor 42 und einen Pedalwertgeber 43. In Abhängigkeit von einer oder mehrerer dieser Meßgrößen steuert sie das erste Schaltventil 35 in den ersten Zustand Z1 oder den zweiten Zustand Z2. Es ist selbstverständlich, daß der zuständige Fachmann bei einer Brennkraftmaschine mit einer anderen Zylinderzahl, als der in diesem Ausführungsbeispiel vorgegebenen, oder einer anderen An-

zahl an Ein- oder Auslaßventilen pro Zylinder eine entsprechende Zuordnung zu dem ersten und dem zweiten Schaltventil 35, 38 vornimmt.

Ein Ventilttrieb (Fig. 2) für ein Einlaßventil umfaßt eine Nockenwelle 44 mit einem Nocken 45, der den Nockenhub überträgt auf eine Übertragungseinrichtung, die als Tassenstößel 9 ausgebildet ist. Der Tassenstößel 9 umfaßt einen ersten Körper 47a und einen zweiten Körper 47b. Ein Führungskörper 46 nimmt den Tassenstößel 9 und eine Ventillfeder 48 auf, die den Tassenstößel 9 derart vorspannt, daß der zweite Körper 47b mit der Nockenwelle 44 oder dem Nocken 45 zur Anlage kommt. Ein Einlaßventil 52 kommt mit dem ersten Körper 47a zur Anlage. In dem zweiten Körper 47b ist eine zweite Nut 49b vorgesehen, die einen Bolzen 50 und eine Bolzenfeder 51 aufnimmt. In dem ersten Körper 47a ist eine erste Nut 49a vorgesehen, die mit der zweiten Nut 49b zur Deckung kommt, wenn der zweite Körper 47b mit der Nockenwelle 44 zur Anlage kommt. Die Bolzenfeder 51 treibt den Bolzen 51 in dieser Lage derart in die erste Nut 49a, daß der erste Körper 47a und der zweite Körper 47b formschlüssig miteinander verbunden sind. Die erste Nut 49a ist mit der ersten Hydraulikleitung 36 verbunden. In dem ersten Zustand Z1 des ersten Schaltventils 35 ist der Hydraulikfluiddruck so gering, daß der erste Körper 47a und der zweite Körper 47b formschlüssig verbunden sind. In dem zweiten Zustand Z2 des ersten Schaltventils 35 ist der Hydraulikfluiddruck derart hoch, daß der Bolzen 50 entgegen der Federkraft der Bolzenfeder 51 in die zweite Nut 49b zurückgeschoben ist. Demnach sind im zweiten Zustand Z2 des ersten Schaltventils 35 der erste Körper 47a und der zweite Körper 47b nicht formschlüssig verbunden. Der Nockenhub des Nockens 45 wird in dem zweiten Zustand Z2 des ersten Schaltventils 35 somit nicht auf das Einlaßventil 52 übertragen. Der Aufbau des Tassenstößels 9 ist bei allen Tassenstößeln 9—32 identisch. Weiterhin ist es für die Erfindung unwesentlich, ob es sich wie in Fig. 2 dargestellt um ein Einlaßventil oder um ein Auslaßventil handelt. Die Erfindung ist auch nicht auf die hier beispielhaft dargestellte Ausbildung des Ventiltriebs beschränkt.

Ein Flußdiagramm eines Verfahrens zum Steuern der Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1 ist in Fig. 3 dargestellt. Ein dem Flußdiagramm entsprechendes Programm ist in der Steuereinheit abgespeichert und wird dort beim Betrieb der Brennkraftmaschine abgerufen.

Das Programm wird im Schritt S1 gestartet. In dem Schritt S2 wird eine Betriebsgröße erfaßt, in diesem Ausführungsbeispiel das Drehmoment der Brennkraftmaschine. Aus einem vorab fest der Steuereinheit abgespeicherten Kennfeld wird ein Hubraumfaktor HF ausgelesen, der dem erfaßten Drehmoment zugeordnet ist. Die Erfindung ist jedoch nicht auf ein derartiges Kennfeld beschränkt. So ist einer anderen Ausführung der Erfindung der Luftmassenstrom, der Saugrohrdruck, der Pedalwert, die Drehzahl oder eine beliebige Kombination der vorgenannten Betriebsgrößen der Brennkraftmaschine in dem Kennfeld dem Hubraumfaktor HF zugeordnet.

Die Kennfeldwerte sind so bestimmt, daß die aktivierten Zylinder mit einer Füllung betrieben werden, bei der der Wirkungsgrad und/oder das Emissionsverhalten der Brennkraftmaschine optimiert ist. Die aktivierten Zylinder werden demnach möglichst nahe des Vollastbetriebes betrieben. Die Werte des Hubraumfaktors HF sind diskret und je nach der Anzahl der Zylinder der Brennkraftmaschine durch eine Berechnungsvorschrift vorge-

geben. So wird bei einer Vierzylinderbrennkraftmaschinen der Hubraumfaktor HF nach der Gleichung:

$$HF = n/(2 \cdot n - 1)$$

ermittelt, wobei n die Anzahl der gefeuerten Zyklen der ersten oder der zweiten Zylindergruppe ist und n größer oder gleich 3 gewählt wird.

Bei einem Sechszylinderreihenmotor ergibt sich der Hubraumfaktor HF nach folgender Gleichung:

$$HF = (3 \cdot k + 1)/(6 \cdot k + 1),$$

wobei k eine natürliche Zahl ist. Die Anzahl der brennenden Zyklen einer Zylindergruppe muß dabei  $3 \cdot k + 1$  sein, um keine Störungen des Ladungswechsels zu erhalten.

Die Bearbeitung des Programmablaufs wird dann im Schritt S3 fortgesetzt. Dort wird eine Soll-Anzahl SA der Zündungen ermittelt für die Zylinder der ersten und der zweiten Zylindergruppe abhängig von dem Hubraumfaktor HF. Die Soll-Anzahl SA wird aus einer fest abgespeicherten Tabelle (vgl. Fig. 4 für eine Sechszylinder Brennkraftmaschine) ausgelesen, in der dem Hubraumfaktor HF eine entsprechende Soll-Anzahl SA zugeordnet ist.

In einem Schritt S4 wird überprüft, ob der Hubraumfaktor HF kleiner ist als ein vorgegebener Schwellwert SW, zum Beispiel eins. Ist dies nicht der Fall, so wird in den Schritt S5 verzweigt, in dem der erste Aktor AK1 in den ersten Zustand gesteuert wird und auch der zweite Aktor AK2 in den ersten Zustand gesteuert wird. Demnach sind dann sowohl die Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe, als auch die Zylinder 4, 5, 6 der zweiten Zylindergruppe aktiviert. Die Bearbeitung wird dann wieder im Schritt S2 fortgesetzt, wobei davor gegebenenfalls noch eine Wartezeit liegt.

Ist der Hubraumfaktor HF im Schritt S4 kleiner als der Schwellwert SW, so wird die Bearbeitung im Schritt S6 fortgesetzt. Im Schritt S6 wird der erste Aktor AK1 in den zweiten Zustand Z2 gesteuert und der zweite Aktor AK2 in den ersten Zustand gesteuert. Demnach sind die Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe deaktiviert und die Zylinder 4, 5, 6 der zweiten Zylindergruppe aktiviert. Die Deaktivierung der Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe erfolgt dabei derart, daß die Zylinder 1, 2, 3 entweder mit Abgas gefüllt sind oder die Einlaßventile nach dem Abgastakt geschlossen bleiben. In dem Schritt S6 wird darüber hinaus ein Zähler für eine Ist-Anzahl IA der Zündungen der Zylinder der zweiten Zylindergruppe initialisiert, beispielsweise auf den Wert Null.

In dem Schritt S7 wird die Ist-Anzahl IA der Zündungen der zweiten Zylindergruppe ermittelt. Dazu wird vorzugsweise der Kurbelwellenwinkel ausgewertet. Ist die Soll-Anzahl SA nicht gleich der Ist-Anzahl IA, so wird erneut in den Schritt S7 verzweigt. Ist die Soll-Anzahl SA jedoch gleich der Ist-Anzahl IA, so wird in den Schritt S8 verzweigt, in dem der erste Aktor AK1 in den ersten Zustand gesteuert wird und der zweite Aktor AK2 in den zweiten Zustand Z2 gesteuert wird. Das Deaktivieren der Zylinder 4, 5, 6 der zweiten Zylindergruppe erfolgt dabei entsprechend der Vorgehensweise für die Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe von Schritt S6. Das Aktivieren der Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe erfolgt derart, daß keine Lastwechselstörungen auftreten. So werden die Zylinder der ersten Zylindergruppe bei einem Wert des Kurbelwellenwin-

kels aktiviert, bei dem sichergestellt ist, daß alle Zylinder, die mit Abgas gefüllt sind, als nächsten Takt den Abgastakt aufweisen. Im Schritt S8 wird darüber hinaus der Zähler für die Ist-Anzahl IA initialisiert, der dann ein Maß für die Anzahl der Zündungen der Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe ist.

Im Schritt S9 wird analog zu Schritt S7 die Ist-Anzahl IA der Zündungen der Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe erfaßt und überprüft, ob die Soll-Anzahl SA gleich ist der Ist-Anzahl IA. Ist dies nicht der Fall, so wird wieder in den Schritt S9 zurückverzweigt. Ist dies jedoch der Fall, so wird die Bearbeitung im Schritt S2 fortgesetzt.

Bei dem beschriebenen Programmablauf werden die Zylinder der ersten Zylindergruppe und die Zylinder der zweiten Zylindergruppe abwechselnd deaktiviert und aktiviert, wenn der Hubraumfaktor HF kleiner als ein Schwellwert ist. Durch den alternierenden Betrieb der ersten und der zweiten Zylindergruppe ist gewährleistet, daß innerhalb weniger Umdrehungen der Kurbelwelle jeder Zylinder zumindest einmal befeuert wird. Eine noch feinere Abstufung der diskreten Werte des Hubraumfaktors HF ergibt sich jedoch, wenn die Soll-Anzahl für die erste und die zweite Zylindergruppe unterschiedliche Werte annimmt.

In der Fig. 5 sind tabellarisch Zündfolgen für Brennkraftmaschinen mit einer verschiedenen Anzahl an Zylindern aufgetragen. Für die Soll-Anzahl SA ist dabei jeweils der minimale Wert gewählt, bei dem keine Lastwechselstörungen auftreten.

Bei einem Vierzylindermotor mit der Zündreihenfolge 1-3-4-2 werden die Zylinder 1 und 4 zu der ersten Zylindergruppe zusammengefaßt und die Zylinder 2 und 3 zu der zweiten Zylindergruppe. Die Soll-Anzahl SA muß hierbei größer oder gleich 3 sein, um Lastwechselstörungen zu vermeiden. In der Spalte Zündfolge sind die gefeuerten Zylinder jeweils fett gedruckt.

Wird statt der ersten Zylindergruppe die zweite Zylindergruppe deaktiviert, so folgen zwei Arbeitszyklen der Zylinder so aufeinander, wie wenn sowohl die Zylinder der ersten Zylindergruppe als auch der zweiten Zylindergruppe aktiviert sind. In der Zeit, in der entweder die erste oder die zweite Zylindergruppe deaktiviert ist, ist der Zündabstand der Zylinder doppelt so groß wie der Zündabstand im befeuerten Betrieb aller Zylinder. Demnach ergibt sich abhängig von der Soll-Anzahl SA ein unterschiedlicher Hubraumfaktor HF.

Je größer der Wert der Soll-Anzahl SA ist, desto mehr nähert sich der Hubraumfaktor HF dem Wert 0,5, bei dem dann keine alternierende Deaktivierung der ersten und der zweiten Zylindergruppe mehr erfolgt. Vielmehr ist dann entweder immer die erste oder immer die zweite Zylindergruppe deaktiviert. Wird jedoch die Laufunruhe der Brennkraftmaschine nicht zu stark beeinflußt wenn die erste und die zweite Zylindergruppe deaktiviert sind, so ist auch ein Hubraumfaktor kleiner 0,5 erreichbar.

Bei einer Brennkraftmaschine mit sechs Zylindern 1—6 werden die Zylinder 1, 2 und 3 zu der Zylindergruppe 1 und die Zylinder 4, 5 und 6 zu der zweiten Zylindergruppe zusammengefaßt. Die Soll-Anzahl SA ist durch die Berechnungsvorschrift

$$SA = 3 \cdot k + 1$$

vorgegeben, wobei k eine natürliche Zahl ist. Demnach hat die Soll-Anzahl SA minimal den Wert 4.

Bei einer Brennkraftmaschine mit 8 Zylindern in

V-Anordnung sind die Zylinder 1, 2, 3 und 4 zu der ersten Zylindergruppe zusammengefaßt und die Zylinder 5, 6, 7 und 8 zu der zweiten Zylindergruppe zusammengefaßt. Damit der Ladungswechsel ungestört abläuft, muß die Soll-Anzahl SA jeweils ein ganzzahliges Vielfaches von 4 sein. Vorteilhaft werden die Zylinder 1, 2, 3, 4 der ersten Zylindergruppe jeweils so aktiviert, daß entweder Zylinder 1 oder Zylinder 3 der erste gefeuerte Zylinder ist. Vorteilhafterweise werden die Zylinder 5, 6, 7, 8 der zweiten Zylindergruppe so aktiviert, daß jeweils der Zylinder 5 oder der Zylinder 6 der erste gefeuerte Zylinder ist.

In Fig. 6 ist ein Zündfolgediagramm aufgetragen, über den Kurbelwellenwinkel KW für die erste Zylindergruppe Sechszylinder Brennkraftmaschine. Ein Pfeil stellt jeweils den Zeitpunkt eines Zündimpulses dar, ein ausgefülltes Quadrat den Zeitpunkt der sequentiellen Einspritzung für den jeweiligen Zylinder 1, 2, 3, ein längliches Rechteck den Zeitraum, in dem die dem jeweiligen Zylinder 1, 2, 3 zugeordneten Einlaß- oder Auslaßventile deaktiviert werden können. Mit AO ist Auslaßventile des jeweiligen Zylinders offen bezeichnet, mit EO ist Einlaßventile des jeweiligen Zylinders offen bezeichnet. Die jeweils darüber befindlichen Kurven stellen einen Hubverlauf der Einlaß- beziehungsweise der Auslaßventile des jeweiligen Zylinders dar. AG bezeichnet Auslaßventil geschlossen, EG bezeichnet Einlaßventil geschlossen. Zum Zeitpunkt K<sub>1</sub> wird der erste Aktor AK1 in den zweiten Zustand Z2 gesteuert. Demnach werden die Zylinder 1, 2, 3 der ersten Zylindergruppe deaktiviert. Dieses Deaktivieren wirkt sich jedoch erst auf das Arbeitsspiel der Brennkraftmaschine aus, das auf das dem jeweiligen Ein- oder Auslaßventil zugeordnete Schaltfenster folgt. In den Zylindern 1 und 3 verbleibt Abgas im Brennraum. In dem Zylinder 2 verbleibt Unterdruck im Brennraum. Bei dem Kurbelwellenwinkel K2 wird der erste Aktor AK1 in den ersten Zustand Z1 gesteuert. Das Aktivieren wirkt sich dann auch erst wieder auf das folgende Arbeitsspiel aus. Außerdem ist gewährleistet, daß bei den Zylindern 1 und 3, bei denen sich Abgase im Brennraum befinden, zuerst das jeweilige Auslaßventil öffnet, so daß der Ladungswechsel ungestört abläuft.

Um einen Drehmomentensprung beim Deaktivieren der ersten oder der zweiten Zylindergruppe oder beim Aktivieren der zweiten oder der ersten Zylindergruppe zu vermeiden, ist in einer weiteren Ausführungsform der Erfindung eine elektromotorisch steuerbare Drosselklappe vorgesehen. Die Drosselklappe wird vor dem Deaktivieren der ersten beziehungsweise der zweiten Zylindergruppe wird der Öffnungswinkel der Drosselklappe um einen vorgegeben Vorhaltewinkel vergrößert und gleichzeitig wird der Zündwinkel entsprechend zurückgenommen, um ein konstantes Drehmoment zu erhalten. Die Zylinder der ersten beziehungsweise der zweiten Zylindergruppe werden frühestens dann deaktiviert, wenn der Saugrohrdruck in dem Zylinder so angestiegen ist, daß bei einer reduzierten Anzahl der aktiven Zylinder ein weiterhin konstantes Drehmoment der Brennkraftmaschine abgegeben wird. Gleichzeitig wird dann auch der Zündwinkel wieder auf seinen vorher eingestellten Wert zurückverstellt.

#### Patentansprüche

##### 1. Brennkraftmaschine

— mit mindestens einer Nockenwelle (44), mit einer Übertragungseinrichtung, durch die der

- Nockenhub auf in Gaswechselventil übertragbar ist, mit einem Aktor, der auf die Übertragungseinrichtung derart einwirkt, daß die Übertragungseinrichtung in einem ersten Zustand (Z1) des Aktors den Nockenhub auf das Gaswechselventil eines Zylinders überträgt und die Übertragungseinrichtung in einem zweiten Zustand (Z2) des Aktors den Nockenhub nicht auf das Gaswechselventil überträgt, und mit einer Steuereinheit (40), die den Aktor in den ersten oder den zweiten Zustand (Z1, Z2) steuert, dadurch gekennzeichnet,  
 — daß jeder Zylinder (1—6) der Brennkraftmaschine entweder einer ersten Zylindergruppe oder einer zweiten Zylindergruppe zugeordnet ist,  
 — daß ein erster Aktor (AK1) und ein zweiter Aktor (AK2) der ersten beziehungsweise der zweiten Zylindergruppe zugeordnet sind, wobei der erste Aktor (AK1) auf jede Übertragungseinrichtung der ersten Zylindergruppe einwirkt und der zweite Aktor (AK2) auf jede Übertragungseinrichtung der zweiten Zylindergruppe einwirkt.
2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinder (1—6) der ersten Zylindergruppe beziehungsweise der zweiten Zylindergruppe derart zugeordnet sind, daß im befeuerten Betrieb aller Zylinder (1—6) abwechselnd ein Zylinder (1—3; 4—6) der ersten und der zweiten Zylindergruppe gezündet wird.
3. Verfahren zum Steuern einer Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,  
 — daß ein Hubraumfaktor (HF) ermittelt wird abhängig von mindestens einer Betriebsgröße der Brennkraftmaschine,  
 — daß eine Soll-Anzahl (SA) der Zündungen ermittelt wird für die Zylinder (1—6) der ersten und der zweiten Zylindergruppe abhängig von dem Hubraumfaktor (HF),  
 — daß die erste und die zweite Zylindergruppe jeweils alternierend deaktiviert werden, wenn der Betrag des Hubraumfaktors (HF) einen vorgegebenen Schwellwert (SW) unterschreitet, wobei sie jeweils deaktiviert werden für die Zeitdauer bis eine Ist-Anzahl (IA) der Zündungen der Zylinder (1—6) der zweiten bzw. der ersten Zylindergruppe gleich ist der Soll-Anzahl (SA).
4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Betriebsgröße die Luftmasse pro Hub ist.
5. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Betriebsgröße das Drehmoment der Brennkraftmaschine ist.
6. Verfahren nach Anspruch 3 zum Steuern einer Brennkraftmaschine mit vier Zylindern, dadurch gekennzeichnet, daß die Soll-Anzahl (SA) größer oder gleich drei ist.
7. Verfahren nach Anspruch 3 zum Steuern einer BKM mit sechs Zylindern (1—6), dadurch gekennzeichnet, daß die Soll-Anzahl (SA) ermittelt wird nach der Formel  $3 \cdot n + 1$ , wobei  $n$  eine Variable mit dem Wertebereich einer natürlichen Zahl ist.
8. Verfahren nach Anspruch 3 zum Steuern einer BKM mit acht Zylindern, dadurch gekennzeichnet, daß die Soll-Anzahl (SA) den Wert vier oder ein ganzzahliges Vielfaches von vier aufweist.

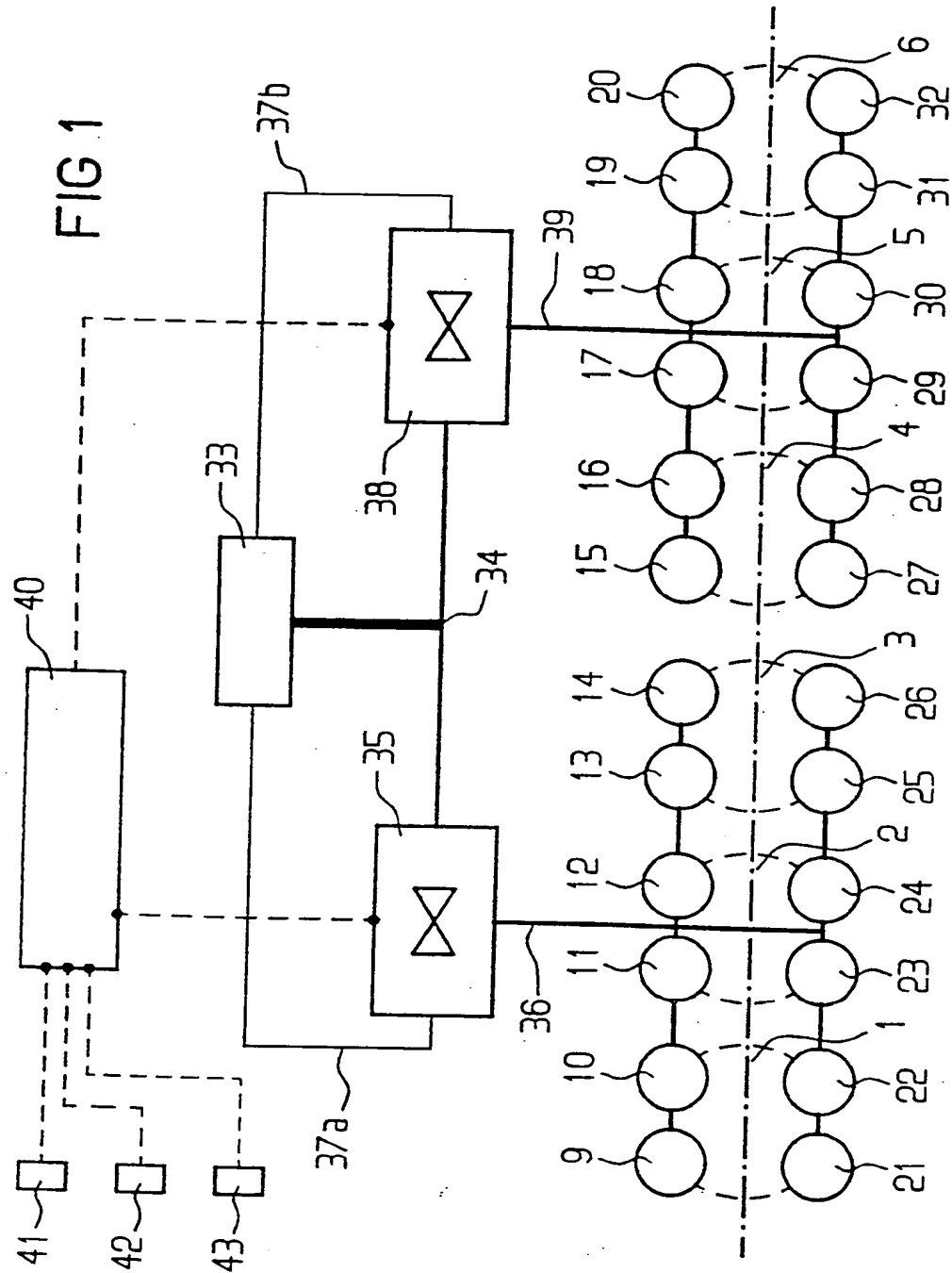


FIG 2

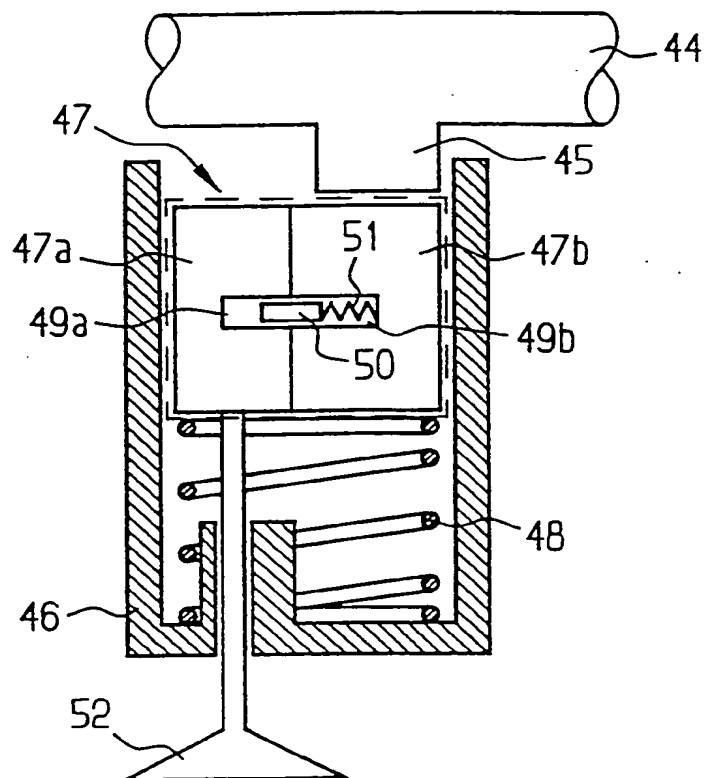


FIG 3

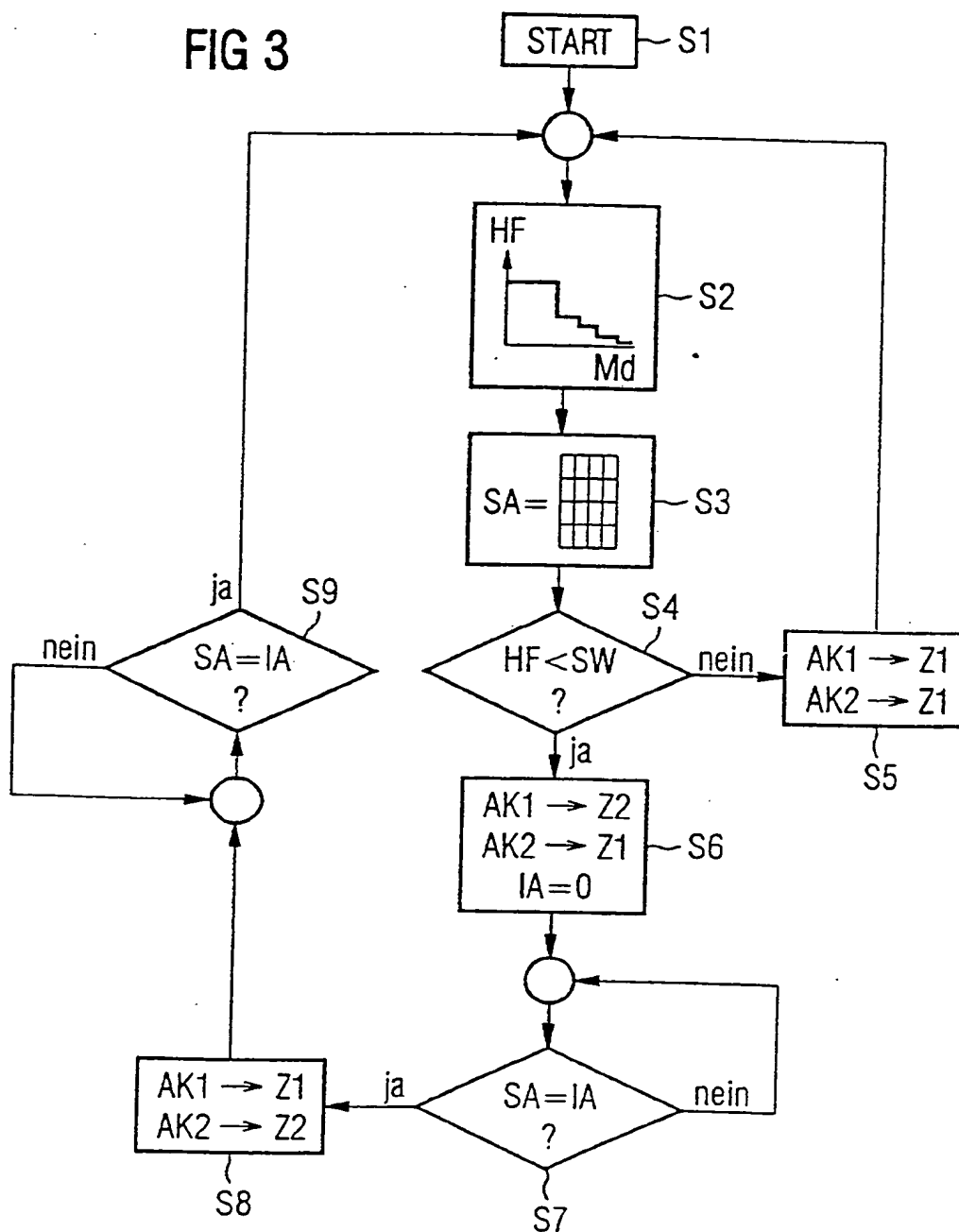


FIG 4

| HF    | SA  |
|-------|-----|
| 0,571 | 4   |
| 0,539 | 7   |
| 0,526 | 10  |
| 0,520 | 13  |
| 0,516 | 16  |
| ...   | ... |
| 0,504 | 61  |
| ...   | ... |

FIG 5

| Zylinder-<br>anzahl | SA | Zündfolge                   |
|---------------------|----|-----------------------------|
| 4                   | 3  | 1342 1342 1342 1342 1342    |
| 6                   | 4  | 153624 153624 153624 153624 |
| V8                  | 4  | 15486372 15486372 15486372  |
| V8                  | 4  | 372 15486372 15486372       |

FIG 6

